

**Э.Г.БРАТУТА**, д-р техн. наук, **Н.Б.ЧИРКИН**, канд. техн. наук,  
**В.Г.ШЕРСТЮК** (г. Харьков)

## **УТОЧНЕННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТНУ НА БАЗЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Розглянута методика проведення повірочних розрахунків режимних характеристик обладнання, яке в залежності від кліматичних або технологічних обставин може експлуатуватися як в режимі холодильної машини, так і в режимі теплонасосної установки. Показана необхідність забезпечення відповідних характеристик компресора для реалізації дворежимного характеру роботи установки.

The method of testing calculations for regime characteristics of equipment has been considered. The equipment can be used as refrigerating machine or heat pump installation depending on different climate or technological conditions. The corresponding characteristics of compressor for realization of two-regime character of installation functioning are to be provided.

Сегодня уже нет необходимости доказывать преимущества теплонасосных установок (ТНУ) перед целым рядом малозкономичных и экологически небезопасных теплогенераторов, эксплуатируемых в системах отопления и горячего водоснабжения.

Вместе с тем приходится констатировать, что производство ТНУ продолжает до сих пор осуществляться на элементной базе холодильных машин и автономных кондиционеров, хотя условия эксплуатации их существенно отличаются. Для работы ТНУ характерны более высокий уровень рабочих температур, более широкий диапазон регулирования мощности, более продолжительный и более тяжелый режим работы компрессора. Кроме того, реверсивные тепловые насосы для круглогодичного использования требует выполнения конструкторских расчетов, как правило, для режима охлаждения и решения обратной задачи для режима нагрева. Здесь, во второй задаче, при известных поверхностях и характеристиках испарителя и конденсатора, заданных характеристиках компрессора, приходится рассчитывать теплопроизводительность конденсатора и температуру конденсации (а, значит, и температуру теплоносителя, направляемого внешнему потребителю тепла) в зависимости от заданной температуры низкопотенциального источника энергии и массовых расходов теплоносителей через испаритель и конденсатор.

Расчёты тепловых режимов для второй задачи, которой в основном посвящена данная статья, рационально выполнять, базируясь на заданных технических характеристиках и возможностях работы основного оборудования, выбранного при решении первой задачи. Этот метод,

называемый методом расчетных диаграмм, впервые был применен А.А.Гоголиным при расчете бытового кондиционера с тепловым насосом [1]. Методика расчетов и рекомендации по выбору рабочих температур хладагентов, по определению коэффициентов теплопередачи, коэффициентов влаговыведения и других характеристик, подробно рассмотрены в работах Захарова Ю.В. [2], Даниловой Г.Н. [3], Волгина Г.И. и Семёнова П.Г. [4].

Рассмотрим схему сезонного превращения работы ТНУ с летнего (холодильного режима) в зимний (теплонасосный) с использованием четырехходового вентиля (рис. 1). Положение четырехходового клапана на рисунке соответствует работе ТНУ в режиме нагревания.

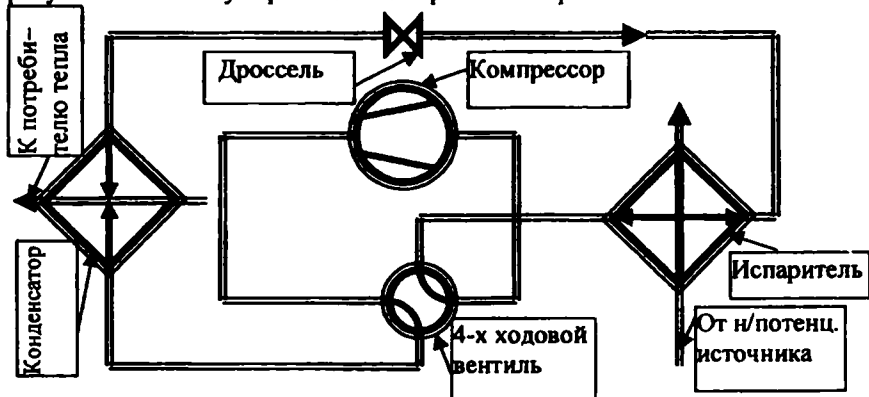


Рис. 1. Принципиальная схема сезонной ТНУ

Теплота от низкопотенциального источника (вода с температурой  $t_{w1}$ ) передается в испарителе кипящему при температуре  $t_0$  рабочему телу ТНУ (хладагенту). Пар поступает в компрессор, где сжимается с повышением температуры и через четырёхходовой вентиль направляется в конденсатор. Здесь в процессе конденсации при температуре  $t_k$  пар отдает теплоту нагреваемой воде, подогревая её до температуры  $t_{k2}$ . Затем конденсат рабочего тела через терморегулирующий вентиль возвращается в испаритель и цикл повторяется. При изменении положения четырёхходового вентиля функции теплообменных аппаратов меняются, и к потребителю подаётся охлажденный теплоноситель. Если в качестве потребителя энергии рассматривать *faincoils*, то энергетическая система становится двухрежимной и в зависимости от сезонных условий позволяет обогревать помещение в зимний период и использовать то же оборудование для охлаждения помещения в летнее время.

Энергетическую систему составляют низкопотенциальный источник теплоты, потребитель тепловой энергии и реверсивный тепловой насос,

рабочие характеристики которых должны быть строго согласованы. Если в конструкторском расчёте в качестве номинальных приняты некоторые заданные параметры для режима охлаждения и подобраны конкретные элементы установки, то параметры в режимах обогрева и параметры нерасчётных режимов охлаждения не могут быть выбраны произвольно, а определяются для каждого анализируемого режима индивидуально на базе согласования технических характеристик конкретных элементов.

Внешняя характеристика компрессора и зона режимов безопасной работы задаётся фирмой изготовителем уравнением типа

$$Q_0 = f_1(t_0, t_k), \quad (1)$$

Конечно, более удобно в зимнем режиме анализировать работу системы на базе характеристики

$$Q_k = f_2(t_0, t_k), \quad (2)$$

но, как было сказано выше, в мире пока ещё не производятся компрессоры специально для ТНУ, а для их создания используются компрессоры холодильных машин, естественно с соответствующими характеристиками типа (1). Теплопроизводительность реверсивной ТНУ (2) рассчитывается на базе характеристики (1), согласованной с характеристиками испарителя и конденсатора.

Характеристика испарителя, как элемента общей энергетической системы, может быть аналитически определена на базе уравнения теплового баланса испаритель-низкопотенциальный источник

$$Q_0 = G_0 \cdot c \cdot (t_{b1} - t_{b2}) = G_0 \cdot q_0 \quad (3)$$

и уравнения теплопередачи испарителя, как теплообменника

$$Q_0 = k_0 \cdot F_0 \cdot \frac{t_{b1} - t_{b2}}{\ln \frac{t_{b1} - t_0}{t_{b2} - t_0}}. \quad (4)$$

В результате преобразований (3) и (4) получим характеристику испарителя в виде

$$Q_0 = G_0 \cdot c \cdot (t_{b1} - t_0) \cdot \left( 1 - e^{-\frac{k_0 F_0}{G_0 c}} \right) = f_3(t_{b1}, t_0) \quad (5)$$

Тепловая мощность конденсатора как элемента общей энергетической системы конденсатор-потребитель теплоты, может быть по аналогии представлена уравнениями:

$$Q_c = G_c \cdot c \cdot (t_{w2} - t_{w1}) = G_c \cdot q_c \quad (6)$$

и

$$Q_c = k_c \cdot F_c \cdot \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_{w2} - t_c}{t_{w1} - t_{c0}}} \quad (7)$$

Преобразования этих уравнений дают характеристику конденсатора в виде:

$$Q_c = G_c \cdot c \cdot (t_{w2} - t_c) \cdot \left( 1 - e^{-\frac{k_c F_c}{G_c \cdot c}} \right) = f_t(t_{w2}, t_c). \quad (8)$$

Характеристики теплообменников графически представлены на рис. 2, причём сплошной линией представлены характеристики при расчётном значении массового расхода теплоносителей низкопотенциального источника и теплового потребителя, а пунктирная и штрихпунктирная линии соответствуют величинам меньшим или большим от номинальных  $G_0$  и  $G_c$ .

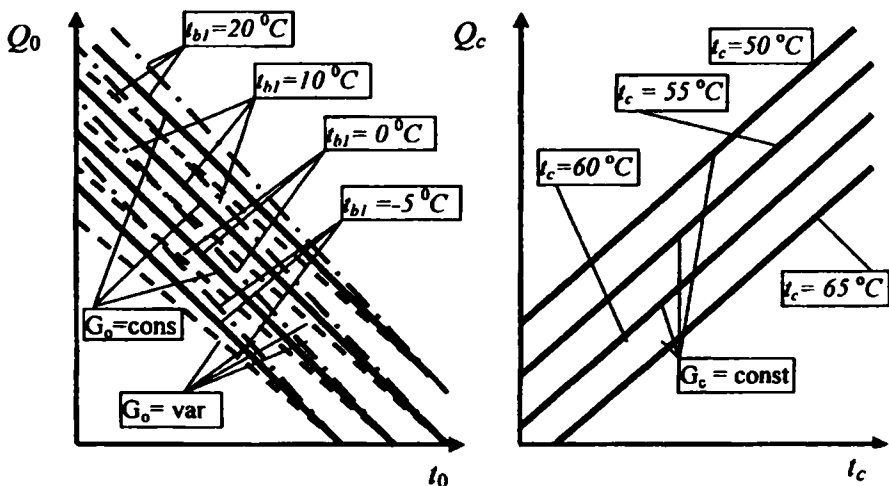


Рис. 2. Характеристика испарителя и конденсатора

Следует заметить, что изменение расхода теплоносителей влечет соответствующее изменение и величин коэффициентов теплопередачи  $k_0$  и  $k_c$ .

Угол наклона семейства линий характеристик теплообменников на номинальном режиме определяется уравнениями

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = k_0 \cdot F_0 \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \varphi_c = k_c \cdot F_c$$

Очевидно, что на линии  $Q_0 = 0$  температуры  $t_{0i} = t_{bi}$  и на линии  $Q_c = 0$  температуры  $t_{ci} = t_{wi}$

Для выполнения расчёта параметров и характеристик энергетической системы на новом режиме при заданных характеристиках её элементов в диаграмме  $Q-t$  (рис. 3) строятся характеристика компрессора в виде  $Q_0 = f(t_0)$  при  $t_c = \text{const}$  (кривые 1) и в виде  $Q_0 = f(t_c)$  при  $t_0 = \text{const}$  (кривые 2). Для новых условий работы системы (для простоты будем рассматривать случай, когда изменилась температура низкопотенциального источника на входе в испаритель  $t_{bi}$ ) вычисляются коэффициент теплопередачи испарителя и его коэффициент охлаждения

$$\eta_0 = \left( 1 - e^{-\frac{k_0 F_0}{G_0 \cdot c}} \right)$$

Далее для конкретных величин  $G_0$  и  $t_{bi}$  на том же графике строится характеристика испарителя (5), линия 3.

Точка пересечения линии 3 с кривой 1 при принятой в первом приближении величине температуры конденсации  $t_c^*$ , позволяет определить величины хладопроизводительности и температуры испарения  $t_0^*$ , при согласованных характеристиках компрессора и испарителя. Напомним, что температура конденсации для данной характеристики компрессора на этом этапе расчёта является принятой. Для согласования задаваемой  $t_c^*$  с характеристиками компрессора и конденсатора на графике рис. 3 проводится горизонтальная линия до пересечения с кривой 2 построенной для полученной температуры  $t_0^*$ . Точка пересечения позволяет на оси температур определить температуру  $t_c^{**}$ . Если полученная и принятая температуры конденсации не совпадают, то расчет повторяют до совпадения с точностью  $0,5^\circ\text{C}$ .

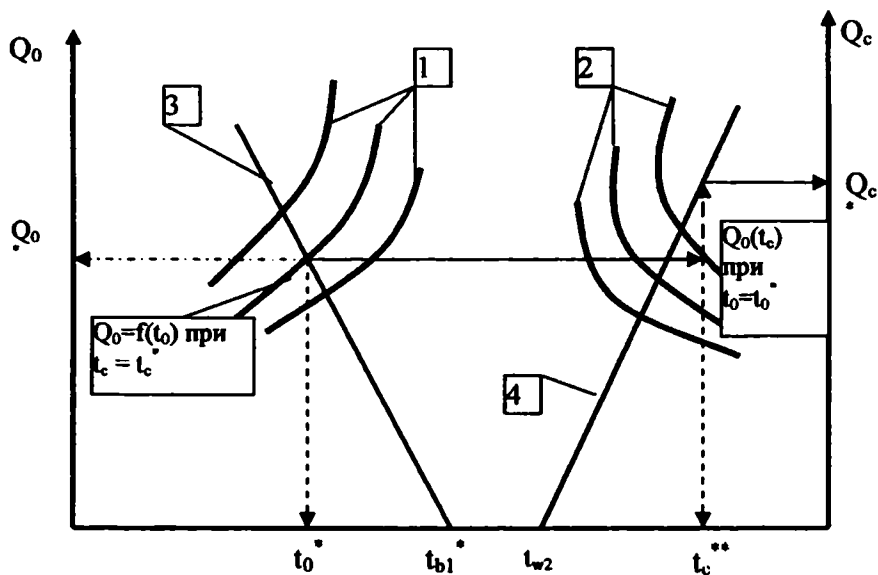


Рис. 3. Схема расчетной диаграммы

Согласовав температуру конденсации, можно вычислить коэффициент охлаждения конденсатора

$$\eta_c = \left( 1 - e^{-\frac{k_c F_c}{G_c \cdot c}} \right)$$

и нанести на диаграмму характеристики конденсатора, вычисленные по уравнению (8) при заданном значении  $t_{w2}$  (линии 4). Теплопроизводительность ТНУ в режиме нагрева определяется как точка пересечения характеристики конденсатора с вертикальной линией  $t_c^{**}$ .

Данная методика может быть применена для поверочных расчетов холодильных машин, автономных кондиционеров и тепловых насосов.

Список литературы: 1. Гоголин А.А. Осушение воздуха холодильными машинами. - М: Госторгиздат, 1962. 2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. - Л.: Судостроение, 1974. 3. Данилова Г.Н., Богданов В.Н. Теплообменные аппараты холодильных установок. - Л: Машиностроение, 1973. 4. Волгина Г.И., Семёнова П.Г. Расчёт бытового кондиционера с тепловым насосом // Холодильная техника. - 1982. - № 6. - С. 22-24.

Поступила в редакцию 20.04.05